

TOROIDAL CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

Patent Number: JP62258254
Publication date: 1987-11-10
Inventor(s): NAKANO MASAKI
Applicant(s): NISSAN MOTOR CO LTD
Requested Patent: ☐ JP62258254
Application: JP19860099453 19860501
Priority Number(s):
IPC Classification: F16H15/38; F16H13/14
EC Classification:
Equivalents: JP1949982C,

Abstract

PURPOSE: To prevent slippage of a cone roller by varying the pushing force of the cone roller according to the transmission torque and the swing angle of the cone roller.

CONSTITUTION: The swing angle of a cone roller 23 determines the rotary position of a cam 35 so as to cause an angle-hydraulic pressure converting section 36 to provide a hydraulic pressure corresponding to the swinger angle to a circuit 39 from which the hydraulic pressure is fed to a torque-hydraulic pressure converting section 40. The working oil in a circuit 38 is provided with such hydraulic pressure as corresponding with the transmission torque by means of a diaphragm 41 functionable in response to the transmission torque thus producing a hydraulic pressure combined with that fed from the circuit 39. Consequently, the pushing hydraulic pressure P_a in the circuit 38 corresponds to the swing angle of the cone roller and the transmission torque and fed to a hydraulic chamber 19. Said hydraulic pressure P_a energizes a hydraulic piston 18, and a cylinder 17 in the separating direction with a pushing force F_a so as to approach an input cone disc 12 and an output cone disc 13 each other with the pushing force F_a . Consequently, slippage or power loss of the cone roller can be prevented.

Data supplied from the esp@cenet database - I2

(19)日本国特許庁(JP)

(12)特 許 公 報(B2)

(11)特許出願公告番号

特公平6-72652

(24)(44)公告日 平成6年(1994)9月14日

(51)Int.Cl.⁵

F 1 6 H 15/38

識別記号

庁内整理番号

8009-3J

F I

技術表示箇所

発明の数1(全 7 頁)

(21)出願番号 特願昭61-99453

(22)出願日 昭和61年(1986)5月1日

(65)公開番号 特開昭62-258254

(43)公開日 昭和62年(1987)11月10日

(71)出願人 999999999

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72)発明者 中野 正樹

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(74)代理人 弁理士 杉村 暁秀 (外1名)

審査官 千馬 隆之

(54)【発明の名称】 トロイダル型無段変速機

【特許請求の範囲】

【請求項1】インプットコーンディスクからこれに同軸配置したアウトプットコーンディスクへの動力伝達を、これらコーンディスクの対向コーン面に押付けられたコーンローラの回転を介して行ない、コーンローラをその回転軸線に直角な首振り軸線の周りに首振りさせて無段変速を行なうようにしたトロイダル型変速機において、伝達トルクに応じた力を発生する第1加圧手段と、前記コーンローラの首振り角に応じた力を発生する第2加圧手段とを具え、これら両加圧手段が発生した力により前記押付けを行なうよう構成したことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項2】前記第1加圧手段は、伝達トルクに応じた

油圧を発生するトルク-油圧変換部と、この油圧に応動して前記両コーンディスクを接近方向へ付勢する油圧ピストンとよりなるものである特許請求の範囲第1項記載のトロイダル型無段変速機。

【請求項3】前記第1加圧手段は、伝達トルクに応じたスラストを発生するローディングカムで構成し、このスラストにより両コーンディスクを接近方向に付勢するものである特許請求の範囲第1項記載のトロイダル型無段変速機。

【請求項4】前記第2加圧手段は、コーンローラの首振り角に応じた油圧を発生する角度-油圧変換部と、この油圧に応動して両コーンディスクを接近方向へ付勢する油圧ピストンとよりなるものである特許請求の範囲第1項乃至第3項のいずれかに記載のトロイダル型無段変速機。

【請求項5】伝達トルクに応じた油圧を発生するトルク-油圧変換部と、コーンローラの首振り角に応じた油圧を発生する角度-油圧変換部と、これらの発生油圧を合算する油圧合算部と、合算油圧に応動して両コーンディスクを接近方向に付勢する油圧ピストンとを具備した特許請求の範囲第1項記載のトロイダル型無段変速機。

【請求項6】前記油圧ピストンが非回転部材である特許請求の範囲第2項、第4項、第5項のいずれかに記載のトロイダル型無段変速機。

【発明の詳細な説明】

(産業上の利用分野)

本発明はトロイダル型無段変速機、特にそのコーンローラ押付構造に関するものである。

(従来の技術)

トロイダル型無段変速機は従来、例えば特開昭59-65654号公報により周知であり、第4図の如くに構成するのが普通であった。

即ち、動力を入力されるインプットコーンディスク1及び動力を出力するアウトプットコーンディスク2を同軸に具え、これらコーンディスク間にコーンローラ3を摩擦係合させて設ける。コーンローラ3は軸線4の回りに回転自在で、インプットコーンディスク1への動力をアウトプットコーンディスク2に伝達する。この動力伝達中コーンローラ3を回転軸線4と直交する軸線5の周りに首振り(首振り角を θ で示す)させることにより、コーンローラ3は、コーンディスク1,2との摩擦係合点を連続的に変化し、無段変速を行なうことができる。

ところで、上記の動力伝達を補償するためにはコーンローラ3とコーンディスク1,2との間の摩擦係合力、つまり押付力が所定以上であるを要し、従来は上記押付力を伝達トルクの増大につれ大きくするのが普通であった。

(発明が解決しようとする問題点)

しかし、要求押付力は伝達トルクに応じて変化するだけでなく、以下に説明する如くコーンローラ3の首振り角 θ によっても異なる。

即ち、上記押付力 F_a の要求値は伝達トルクが最大の時第5図中aで示す如きものであり、伝達トルクが低下するにつれ伝達トルク最小時の特性bに向け低下するだけでなく、コーンローラ首振り角 θ が或る値 θ_0 の時最大でこれから離れるにつれ低下することが知られている。

しかるに、従来のように押付力 F_a を伝達トルクの増大につれ大きくするだけのものでは、伝達トルク最大時について説明すると要求押付力aのピーク値に合せて第5図中cの如くに押付力を設定することとなる。これがため、各伝達トルクとも首振り各 θ_0 の時は押付力が要求値にマッチするものの、首振り角が θ_0 から離れるにつれ押付力過大となり、動力損失の増大によって伝動効率の悪化を招くだけでなく、押付反力を支える箇所において寿命低下が著しく耐久性が悪かった。

(問題点を解決するための手段)

本発明は、コーンローラ押付力を伝達トルクだけでなくコーンローラ首振り角に応じても変化可能として常時要求値にマッチさせることにより上述の問題解決を実現しようとするもので、

伝達トルクに応じた力を発生する第1加圧手段と、コーンローラ首振り角に応じた力を発生する第2加圧手段とを設け、

これら両加圧手段が発生した力により前記の押付けを行なうよう構成する。

(作用)

インプットコーンディスクへの動力は、押付けによってこれと摩擦係合するコーンローラの回転を經由し、同じく押付けによってこれに摩擦係合するアウトプットコーンディスクに伝達され得る。この動力伝達中コーンローラをその回転軸線と直交する首振り軸線の周りに首振りさせることで、コーンローラは両コーンディスクとの摩擦係合点を連続変化され、無段変速を行なうことができる。

ところで、上記動力伝達を補償するためのコーンローラの押付けを、第1加圧手段が伝達トルクに応じて発生した力、及び第2加圧手段がコーンローラ首振り角に応じた発生した力により行なうため、コーンローラ押付力は伝達トルクのみならずコーンローラ首振り角をも考慮したものとなり、コーンローラ押付力を伝達トルク及びコーンローラ首振り角に応じて異なる要求値にマッチさせることができる。これがため、上記押付力がコーンローラ首振り角(変速比)の比較的小さい領域や比較的大きい領域で過大となるのを防止でき、動力損失の増大によって伝動効率が悪化したり、押付反力を支える箇所において寿命低下が著しくなって耐久性が損なわれるのを防止することが可能となる。

(実施例)

以下、図示の実施例に基づき本発明を詳細に説明する。第1図は本発明トロイダル型無段変速機の一実施例で、この図中右側のI-I線上における断面図を便宜上同じ図面の左側に示した。

10は変速機ケースを示し、その内部に入力軸11を回転自在に設ける。入力軸11上にインプットコーンディスク12を一体結合し、このインプットコーンディスクに同軸にアウトプットコーンディスク13を設ける。アウトプットコーンディスク13を中空出力軸14上に一体結合し、この中空出力軸を入力軸11上に回転自在に支持する。出力軸14上には更に出力ギヤ15及びスラストベアリング16のインナレース16aを軸方向移動不能に駆動結合し、スラストベアリング16のアウタレース16bを変速機ケース10に取着したシリンダ17に嵌着する。

シリンダ17内に油圧ピストン18を摺動自在に嵌合して油圧室19を画成する。油圧室19から遠い油圧ピストン18の側にスラストベアリング20のアウタレース20aを同軸に当てがい、このアウタレースを変速機ケース10に取着し

た仕切壁21に軸方向摺動可能に嵌合する。なお、スラストベ어링20のインナレース20bはリング22を介して入力軸11上に結合する。

インプットコーンディスク12及びアウトプットコーンディスク13間に夫々の対向コーン面12a, 13aに摩擦係合させて一對のコーンローラ23を設ける。これらコーンローラは、入力軸の11の中心軸線と直交する共通な軸線23aの周りに回転し得るよう入力軸11の両側に配置し、各コーンローラ23を個々の首振り軸24に支持する。軸24は対応するコーンローラ23の回転軸線と直交する首振り軸線23bの周りに回転し得るよう両端をラジアルベ어링25, 26により支持し、両首振り軸24の上方のラジアルベ어링25同士及び下方のラジアルベ어링26同士を夫々タイロッド27, 28により連節する。

タイロッド27, 28の中央を夫々変速機ケース10にジョイント29, 30を介して連節し、首振り軸24の一方をその両端に設けた油圧ピストン31, 32により首振り軸線23bの方向へ昇降可能とする。これがため、ピストン31, 32を変速機ケース10に嵌合して油圧室33, 34を画成する。

上記一方の首振り軸24の上端に軸線23bの方向へ延在するロッド24aを突設し、その先端にカム35を固着する。カム35は角度 - 油圧変換部36に関連させ、これはスプール36a、ばね36b及びプランジャ36cよりなるスプール弁とし、ポンプ37から回路38への作動油をばね36bのばね力に対応した油圧を回路39に出力するものとする。ばね36bのばね力はカム35によるプランジャ36cの押込み量によって決定される。ところでカム35が軸24、従ってコーンローラ23の首振り角により回転位置を定められることから、ばね36cのばね力、従って回路39への出力圧はコーンローラ首振り角に応じた値となり、カム35のカム面形状は第5図の点線で示す要求特性に合わせてコーンローラ首振り角が θ_0 の時ばね36bのばね力を最大とするような形状に選定する。

回路38, 39に接続してトルク - 油圧変換部40を設け、これは変速機伝達トルクに応じた油圧を発生するスプール弁とする。ところで、伝達トルクがエンジン吸入負圧に対応することから、これに応動して伝達トルクの増大につれ図中右向きの力を増大されるバキュームダイアフラム41をトルク - 油圧変換部40のスプール40aに当接させる。このトルク - 油圧変換部はポンプ回路38内の作動油をバキュームダイアフラム41の図中右向き力、つまり伝達トルクに応じた油圧にする他、回路39の油圧をスプール40aに図中右向きに受けて、その分回路38の油圧を高める。従って、トルク - 油圧変換部40は回路38内の油圧Paを伝達トルクに応じた油圧と、回路39からの油圧とを合算した値となす油圧合算部の用もなし、この合算油圧（押付油圧）Paを最大トルク時第5図中実線dの如きもの、又最小トルク時同図中実線eの如きもの（中間トルク時これらd, e間で上下動する）として油圧室19に供給する。

上記実施例の作用を次に説明する。

入力軸11よりインプットコーンディスク12に達した動力はコーンローラ23の回転を介してアウトプットコーンディスク13に伝達され、その後出力軸14を経て出力ギヤ15に伝達出力される。

この動力伝達中室33, 34内の油圧制御により首振り軸24を図示の中立位置により上下動させると、コーンローラ23はコーンディスク12, 13から、首振り分力を受け、軸線23bの周りで対応方向へ首振り回転する。これによりコーンローラ23はコーンディスク12, 13との摩擦係合点を変更され、変速を行なうことができる。希望の変速比になったところで、室33, 34の油圧制御により首振り軸24を図示の中立位置に戻すと、コーンローラ23はコーンディスク12, 13から首振り分力を受けなくなり、上記の変更された首振り角を保って当該変速比を保つことができる。

一方、角度 - 油圧変換部36は前記の作用により回路39にコーンローラ首振り角に応じた油圧（コーンローラ首振り角が第5図中 θ_0 の時最大）を出力し、これをトルク - 油圧変換部40に供給する。トルク油圧変換部（油圧合算部）40は前記作用により変速機伝達トルクの増大につれ高くなる油圧を発生すると共に、この油圧と回路39からの油圧とを合算した値に回路38内の押付油圧Paを調整する。従って、押付油圧Paはコーンローラ首振り角及び伝達トルクに応じ第5図中d（最大トルク時）、e（最小トルク時）の如くに変化するようなものとなり、油圧室19に供給される。

室19内において押付油圧Paは油圧ピストン18及びシリンダ17を押付力Faで離反方向に付勢する。ピストン18への押付力はスラストベ어링20、入力軸11を介してインプットコーンディスク12に及び、シリンダ17への押付力はスラストベ어링16、出力軸14を介してアウトプットコーンディスク13に及び、コーンディスク12, 13を相互に接近する方向へ押付力Faで付勢する。これがため、コーンローラ23はコーンディスク12, 13間に挟圧され、これらコーンディスクに対するコーンローラ押付力Faは押付油圧Paに対応して第5図中d（最大トルク時）、e（最小トルク時）の如きものとなる。

ところで、押付力Faがコーンローラ首振り角及び変速機伝達トルクに応じて変化することから、これを第5図にd, eの如く伝達トルク毎に要求特性a, bにマッチさせることができ、前記の動力伝達を補償すると共に、過大押付力により伝動効率が悪くなったり、耐久性が悪くなるのを防止することができる。なお押付力Faの設定に当たっては、前記伝動効率及び耐久性の問題が顕著となる最大トルク時を基準にして、押付力Faを要求特性aにマッチするようdの如くに定めるため、最低トルク時の押付力特性e（dに対し比例計算したものとなる）がコーンローラ首振り角 θ_0 近辺で要求特性bに対し若干過大気味となるが、最小トルク時にかける首振り角 θ_0 （中間変

速比)の使用頻度は少ないため、伝動効率や耐久性の問題を生ずるようなことはない。

第2図は、トルク - 油圧変換部(油圧合算部)40の変形例を示し、本例では伝達トルクがエンジンスロットル開度にも対応することから、第1図中バキュームダイアフラム41に代え、エンジンスロットルバルブに連動して半回転するスロットルカム42を設け、これによりスプール40aに図中右向きに作用するばね40bのばね力をスプール40cを介して加減し得るようにする。なおカム42のカム形状はスロットル開度が全閉から全開に向け増大するにつればね40bのばね力を大きくするよう選定する。従って、トルク - 油圧変換部40は本例でもポンプ回路38内の押付油圧Paを第1図の例と同様に制御することができる。

第3図は本発明の他の例を示し、本例ではコーンローラ首振り角に応じたコーンローラ23の押付力制御は前記実施例と同様角度 - 油圧変換部36からの油圧により行なう油圧式とするが、伝達トルクに応じたコーンローラ23の押付力制御は周知のローディングカム36が伝達トルクに応じて発生するスラストにより行なう機械式とする。これがため、インプットコーンディスク12を入力軸11上で回転自在とし、アウトプットコーンディスク13から遠いインプットコーンディスク12の側に油圧ピストン44を摺動自在に嵌合して油圧室45を画成すると共に、油圧ピストン44を入力軸11に一体成形する。油圧室45間においてインプットコーンディスク12及び油圧ピストン44間にローディングカム43を介在させる。

スラストベアリング16, 20のアウタレースは夫々仕切壁21に摺動自在に嵌合し、この仕切壁に摺動自在に嵌合してアウタレース16b及び20a間にスペーサ46を介在させる。

入力軸11には油圧室45に通ずる油路11aを形成し、これに角度 - 油圧変換部36を接続する。この角度 - 油圧変換部36は第1図における同様のものであるが、本例ではポンプ回路38内の圧力Pbをコーンローラ首振り角に対応した値(第1図中回路39への油圧と同じ値)として油路11aより油圧室45に供給するものとする。

本例の構成においては、入力軸11への動力が油圧ピストン44及びローディングカム43を経てインプットコーンディスク12に伝わり、以後第1図と同様の経路を経て出力ギヤ15に伝達出力される。この動力伝達中ローディングカム43は伝達トルクに応じたスラストを発生してインプットコーンディスク12及び油圧ピストン44を離反方向へ付勢する。

角度 - 油圧変換部36は回路38より油圧室45へコーンローラ首振り角に応じた油圧Pbを供給し、この油圧室によってもインプットコーンディスク12及び油圧ピストン44は離反方向に付勢される。

インプットコーンディスク12への付勢力はコーンローラ23、アウトプットコーンディスク13、出力軸14及びスラ

ストベアリング16を介してスペーサ46に達し、油圧ピストン44への付勢力は入力軸11、リング22及びスラストベアリング20を介してスペーサ46に達するため、両付勢力はスペーサ46で打消し合い軸内力となることで、変速機ケースに及ぶことがない。そして、両付勢力はコーンローラ23をコーンディスク12, 13間に挟圧してこれらコーンディスクに摩擦係合させるべく押付け、動力伝達を可能にするが、その押付力がローディングカム43によるスラスト及び角度 - 油圧変換部36からの油圧Pbによる力の合算値であることから、押付力制御を前記実施例と同じに行なうことができ、本例でも同様の目的を達成することができる。

(発明の効果)

かくして本発明トロイダル型無段変速機は上述の如く、コーンローラ23のコーンディスク12, 13に対する押付力Faを伝達トルクだけでなくコーンローラ首振り角に応じても変化させる構成としたから、コーンローラ押付力Faを伝達トルク及びコーンローラ首振り角に応じて異なる要求値にマッチさせることができる。これがため、コーンローラ押付力Faが不足してコーンローラの滑りにより伝動ロスを生ずるのを防止し得るのはもとより、コーンローラ押付力Faが過大となって動力損失の増大により伝動効率が悪くなったり、押付反力を支える箇所において寿命低下が著しくなって耐久性が損なわれたりするのを防止することができる。

【図面の簡単な説明】

第1図は本発明トロイダル型無段変速機の一実施例を示すシステム図、

第2図は同変速機におけるトルク - 油圧変換部の変形例を示す断面図、

第3図は本発明の他の例を示すシステム図、

第4図はトロイダル型無段変速機の略線図、

第5図は本発明トロイダル型無段変速機のコーンローラ押付力変化特性を従来のトロイダル型無段変速機のそれと比較して示す線図である。

10……変速機ケース、11……入力軸

12……インプットコーンディスク

13……アウトプットコーンディスク

14……中空出力軸、15……出力ギヤ

16, 20……スラストベアリング

17……シリンダ、18……油圧ピストン

23……コーンローラ、24……首振り軸

27, 28……タイロッド、29, 30……ジョイント

31, 32……油圧ピストン、35……カム

36……角度 - 油圧変換部、37……ポンプ

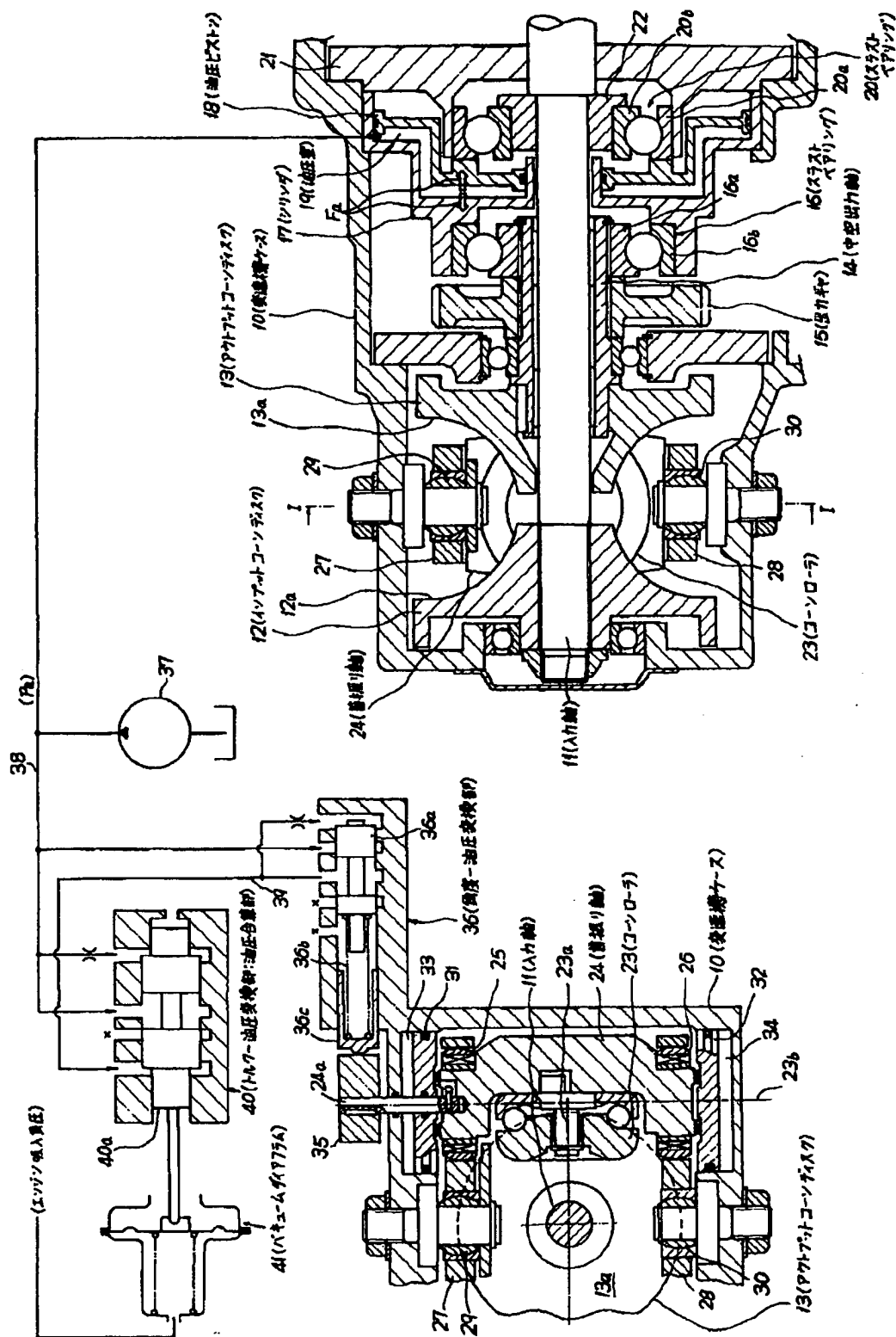
40……トルク - 油圧変換部

41……バキュームダイアフラム

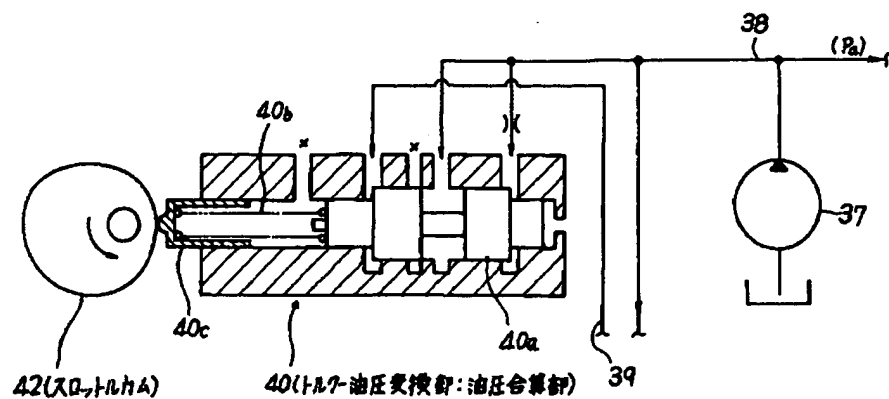
42……スロットルカム、43……ローディングカム

44……油圧ピストン、46……スペーサ

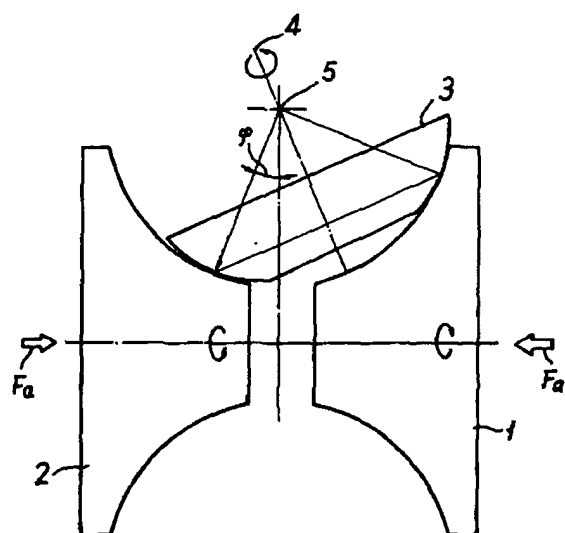
【第1図】



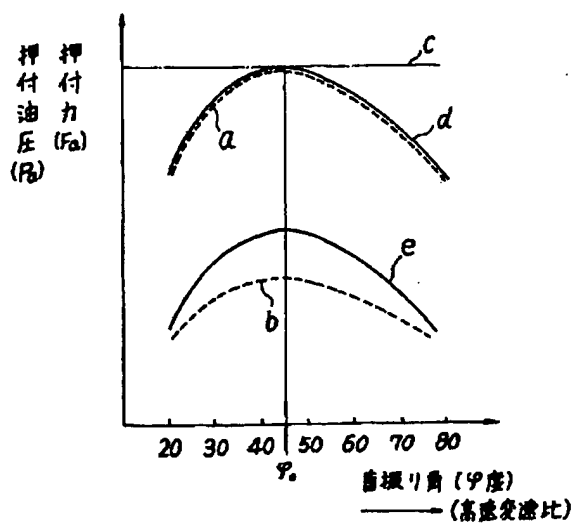
【第2図】



【第4図】



【第5図】



【第3図】

